

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh hydraulického zvedáku  
motorů

Design Concept of Hydraulic Jack for Lifting Engines

Student:

Petr Motyka

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2013

## Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Motyka**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: **Konstrukční návrh hydraulického zvedáku motorů**  
**Design Concept of Hydraulic Jack for Lifting Engines**

### Zásady pro vypracování:

Pro dílenské použití navrhnete konstrukční návrh hydraulického zvedáku motorů s možností jeho použití v kombinaci s montážní jámou. Maximální nosnost zvedáku je jedna tuna. Vzhledem k dílenskému využití preferujte při návrhu skladnost a snadnou manipulaci. Zpracujte rešerši stávajícího stavu a konvenčně používaných řešení. Navrhnete variantní řešení a provedte konstrukční návrh vybrané varianty. Kontrolními výpočty ověřte správnost návrhu. Zpracujte výkresovou dokumentaci (upřesní vedoucí práce).

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8  
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3  
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1  
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8  
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne : 20.5.2013

.....

Petr Motyka

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne : 20.5.2013

.....

Petr Motyka  
Sokolovská 46  
Bolatice  
747 23

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

MOTYKA, P. *Konstrukční návrh hydraulického zvedáku motorů : bakalářská práce.*  
Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 46s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického zvedáku s maximální nosností jedna tuna, určeným pro dílenské využití v kombinaci s montážní jámou. Úvod práce je věnován dílenským zvedákům na současném trhu a porovnáním jejich parametrů. Na základě těchto parametrů je navrženo vhodné konstrukční řešení. Následuje návrh výsuvného ramene a všech důležitých částí zvedáku. Dále práce obsahuje výpočtovou část obsahující kontrolu všech důležitých svarů a čepů vyskytujících se na navrhované konstrukci. Tyto výpočty jsou doplněny o pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je také výkresová dokumentace.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

MOTYKA, P. *Design Concept of Hydraulic Jack for Lifting Engines : Bachelor Thesis.*  
Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanics Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 46s. Thesis head: Kubín, T.

The Bachelor thesis is focused on the construction design of the hydraulic jack with the maximum bearing capacity 1 ton. The above-mentioned jack is designed for use with the assembly pit. The introduction of the thesis is focused on current types of workshop lifting jacks and their comparison as far as the parameters are concerned. On the basis of the established parameters, the adequate construction solution is brought in. Furthermore the extensible jack bracket and other significant parts are designed. The following analysis contains the inspection of all important welds and pins related to the construction. The research also covers the stress analysis executed through the finite element method. The drawing documentation is the integral part of the thesis.

## Obsah

Seznam použitého označení.....	7
Úvod .....	8
1.Mobilní dílenské zvedáky .....	8
2.Konstrukční návrh dílenského zvedáku.....	15
2.1.    Návrh ramene .....	17
2.2.    Návrh sloupu a vzpěr.....	18
2.3.    Návrh spodní konstrukce a volba kol .....	18
2.4.    Volba vhodného hydraulického válce .....	19
2.5.    Volba háku.....	20
3.Výpočty důležitých částí jeřábu .....	21
4.Kontrolní výpočty spojů .....	30
4.1.    Kontrolní výpočty čepů .....	30
4.2.    Kontrolní výpočty svarů .....	38
5.Bezpečnostní zásady při manipulaci s navrhovaným jeřábem .....	40
6.Závěr.....	41
7.Použitá literatura .....	42
8.Seznam obrázků .....	43
9.Seznam tabulek.....	44
10.Seznam příloh.....	45

## Seznam použitého označení

F	Síla	[N]
G	Tíhová síla	[N]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
R	Reakce	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$W_o$	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
a	Délka	[m]
b	Délka	[m]
c	Délka	[m]
d	Délka, průměr	[m]
g	Gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$k_3$	Převodní součinitel čelní	[-]
$k_4$	Převodní součinitel boční	[-]
$k_s$	Statická bezpečnost	[-]
l	Délka	[m]
m	Hmotnost	[kg]
p	Tlak	[MPa]
$p_{Dov}$	Dovolený tlak	[MPa]
$\alpha$	Úhel	[°]
$\beta$	Úhel, součinitel tloušťky koutového svaru	[°], [-]
$\Sigma_o$	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{Dov}$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{Red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]
$\pi$	Konstanta	[-]

## Úvod

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh dílenského zvedáku, který se bude především využívat k montáži a demontáži automobilových agregátů v dílně a občas také k přepravě méně hmotných břemen do 1 tuny. Dílna je vybavena montážní jámou, na kterou se při návrhu musí brát ohled. V současné době se vyskytuje na trhu pestrá nabídka těchto dílenských zvedáků, ovšem pro zadané parametry nevyhovujících. Tyto varianty od různých výrobců budou uvedeny v první části této práce. V další části bude představen vlastní návrh jeřábu, spolu s popisem jednotlivých vyskytujících se prvků na jeřábu. Dále nalezneme v práci výpočty těchto prvků, spolu s kontrolními výpočty důležitých spojů. Prvky jako hydraulický válec, kolečka, hák a spojovací části jsou použity typizované.



## 1. Mobilní dílenské zvedáky

Jedná se o poměrně jednoduchá zařízení, která jsou určeny pro manipulaci s břemeny od 0,25 – 3 tun. Jsou konstruovány pro zdvih a přesun břemene na krátké vzdálenosti. Využití nacházejí především v malých halách nebo dílnách, a to pro montáž a demontáž automobilových motorů, ale také pro manipulaci s nejrůznějšími typy břemen. Dílenské zvedáky jsou vybaveny několika páry koleček, pro snazší pohyb po vodorovné podlaze. Zdvih břemene se obvykle provádí pomocí hydraulického válce s ručním pohonem, málokdy je tento pohon realizován pomocí stlačeného vzduchu. Oba tyto způsoby jsou pojištěny proti přetížení pomocí vypouštěcího ventilu. Pro úsporu místa při skladování a přepravě těchto zařízení je většina těchto jeřábů vybavena demontovatelnými nohama.

### Dílenský jeřáb HW93806 firmy Hein-Werner

Jeřáb HW 93806 na obrázku. č.1. disponuje jako jeden z mála jeřábů na trhu otočnou konstrukcí, která zajišťuje polohování břemene bez potřeby posuvu celého zařízení. Dále je vybaven hákem, který umožňuje plnou rotaci břemene. Zdvih břemene je zajištěn pomocí stlačeného vzduchu. Výsuvné rameno umožňuje posuv pouze do tří poloh, každá poloha má svou specifickou nosnost. Dovolené hmotnosti břemene 3 t, odpovídá masivní svařovaná konstrukce, která váží téměř 500 kg. Zadní otočná kola umožňují otočení o 360° a přispívají k ovladatelnosti jeřábu při plném zatížení.



*Obr. 1 Dílenský jeřáb HW 93806 [1]*

### Dílenský jeřáb 2t-AIR firmy Uni-max

Jeřáb na obrázku 1.1 je vhodný pro veškeré manipulační práce. Pro skladování můžeme jeřáb snadno složit, pomocí čepů se závlačkami, bez použití náradí. Hydraulická pumpa je kromě ručního ovládání vybavena také multiplikátorem, který umožňuje použití stlačeného vzduchu pro zvedání závaží. Samotné zvedání břemena se provádí pomocí řetězu a háku s pojistkou. Rameno lze vysunout do čtyř poloh, každá z těchto poloh má svou dovolenou nosnost. Maximální nosnost je při zasunutém ramenu (920 mm). Nutno používat jen na podlaze se zpevněným povrchem. Další údaje jsou uvedeny v tab. 1.1.



Obr. 1.1 Dílenský jeřáb 2t-AIR firmy uni-max [2]

Tab. 1.1 Technické parametry dílenského jeřábu 2t-AIR firmy uni-max [2]

<b>Délka ramene při min. vysunutí</b>	920 mm
<b>Délka ramene při max. vysunutí</b>	1 430 mm
<b>Nosnost – zasunuté rameno 920 mm</b>	2,0 t
<b>Nosnost – rameno max. vysunutí</b>	0,5 t
<b>Celková délka podvozku</b>	1 760 mm
<b>Rozměry rozloženého jeřábu (d x š x v)</b>	1760 x 1 050 x 2 240 mm
<b>Rozměry složeného jeřábu (d x š x v)</b>	630 x 800 x 1 600 mm
<b>Tlak vzduchu</b>	0,75 – 0,85 MPa
<b>Hmotnost</b>	96 kg

### Dílenský jeřáb 3t od firmy Dema

Výhoda jeřábu na obr. 1.2 spočívá v jeho dovolené nosnosti 3 tuny. Naprostá většina ostatních jeřábů nemá dovoleno takto velké zatížení. Hlavní nevýhodou této konstrukce je nemožnost složení. Zdvih břemene zajišťuje hydraulická pumpa s pojistným ventilem. Velikost pojezdových koleček 150 mm a 100 mm velmi usnadňují manipulaci s jeřábem při práci. Technické parametry jsou shrnuty v tab. 1.2.



Obr. 1.2 Dílenský jeřáb 3t od firmy Dema [3]

Tab. 1.2 Technické parametry dílenského jeřábu 3t od firmy Dema [3]

<b>Maximální zdvih</b>	2 720 mm
<b>Nosnost: 1. poloha ramene</b>	3,0 t
<b>2. poloha ramene</b>	2,0 t
<b>3. poloha ramene</b>	1,0 t
<b>4. poloha ramene</b>	0,5 t
<b>Rozměry rozloženého jeřábu (d x š x v)</b>	1 600 x 780 x 1 610 mm
<b>Hmotnost</b>	123 kg

### Dílenský jeřáb Sharks SH 2 T firmy Sharks

Na obrázku 1.3 je znázorněn dílenský zvedák Sharks SH 2 T od firmy Sharks. Toto zařízení má nosnost 2 tuny. Jeřáb je povoleno používat pouze na zpevněné a vodorovné podlaze. Jeřáb obsahuje hák se zpětnou pojistkou, která musí být při provozu v poloze zajištěno. Zvedání se provádí prostřednictvím rukojeti hydraulické pumpy. Spouštění pomocí otočení šroubu v patě této pumpy. Dále je jeřáb vybaven šesti kolečky pro snadnou manipulaci při zatíženém stavu. Konstrukce je snadno rozebíratelná a skladovatelná. Důležité parametry viz. tab. 1.3.



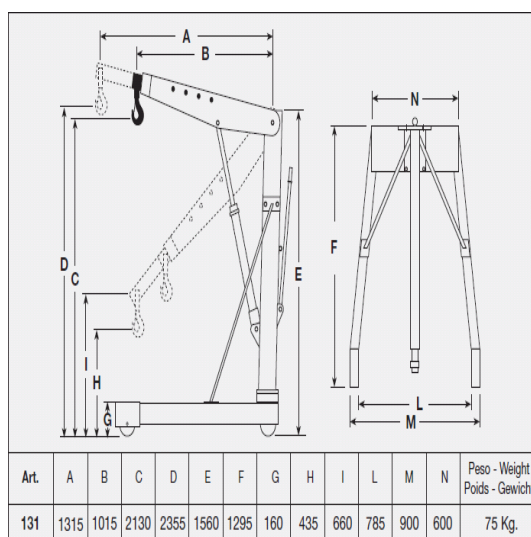
Obr. 1.3 Dílenský jeřáb Sharks SH 2 T firmy Sharks [4]

Tab. 1.3 Technické parametry dílenského jeřábu Sharks SH 2 T [4]

<b>Nosnost – zasunuté rameno 950 mm</b>	2,0 t
<b>Nosnost – rameno plně vysunuté 1 500 mm</b>	0,5 t
<b>Zdvihací výška při 2 t</b>	2 000 mm
<b>Zdvihací výška při 0,5 t</b>	2 400 mm
<b>Rozměry rozloženého jeřábu (d x š x v)</b>	1 700 x 1 070 x 1 820 mm
<b>Výška ližin základny</b>	170 mm
<b>Hmotnost</b>	86 kg

## Pojízdný dílenský jeřáb OMCN 132 – 0,5 t

Maximální dovolená nosnost pojízdného dílenského jeřábu na obr. 1.4 je velmi malá, a to 0,5 tuny. Svařovaná konstrukce s příčnými vzpěrami nedovoluje složení. Jeřáb disponuje jednorychlostní hydraulikou, kvalitními gumovými a nylonovými kolečky. Přední pár koleček je neotočný, zadní dovoluje otáčení o 360°. Stejně jako u předchozích zařízení, i tento jeřáb dovoluje vysunout rameno do čtyř různých poloh. Váha zařízení dosahuje pouhých 75 kg. Další informace nalezneme v tab. 1.4.



Obr. 1.4 Pojízdný jeřáb OMCN 132 0,5 - t [5] Obr. 1.5 Základní parametry jeřábu OMCN 132 0,5-t [5]

Tab. 1.4 Technické parametry pojízdného dílenského jeřábu OMCN 132 0,5 – t [5]

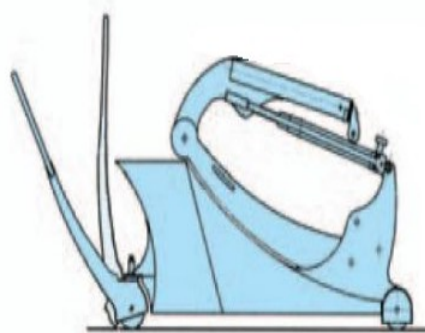
<b>Maximální zdvih</b>	2 355 mm
<b>Nosnost: 1. poloha ramene</b>	0,5 t
<b>2. poloha ramene</b>	0,4 t
<b>3. poloha ramene</b>	0,25 t
<b>4. poloha ramene</b>	0,15 t
<b>Rozměry rozloženého jeřábu (d x š x v)</b>	1 560 x 900 x 1 295 mm
<b>Hmotnost</b>	75 kg

## Dílenský jeřáb HGGKK 250

Jako jediný jeřáb na momentálním trhu umožňuje složení do vertikální polohy. Při montáži a demontáži nevyžaduje žádné nářadí. Zvedání zajišťuje jednočinné ruční čerpadlo. Přesnost spouštění zajišťuje ruční vypouštěcí ventil. Výložník dílenského jeřábu je seřiditelný do tří poloh. Jako nevýhodu můžeme považovat velkou hmotnost, která je způsobena protizávažím uloženým uvnitř konstrukce. Důležité informace nalezneme v tab. 1.6, samotný jeřáb na obr. 1.6 a 1.7.



Obr. 1.6 Dílenský jeřáb HGGKK 250 [6]



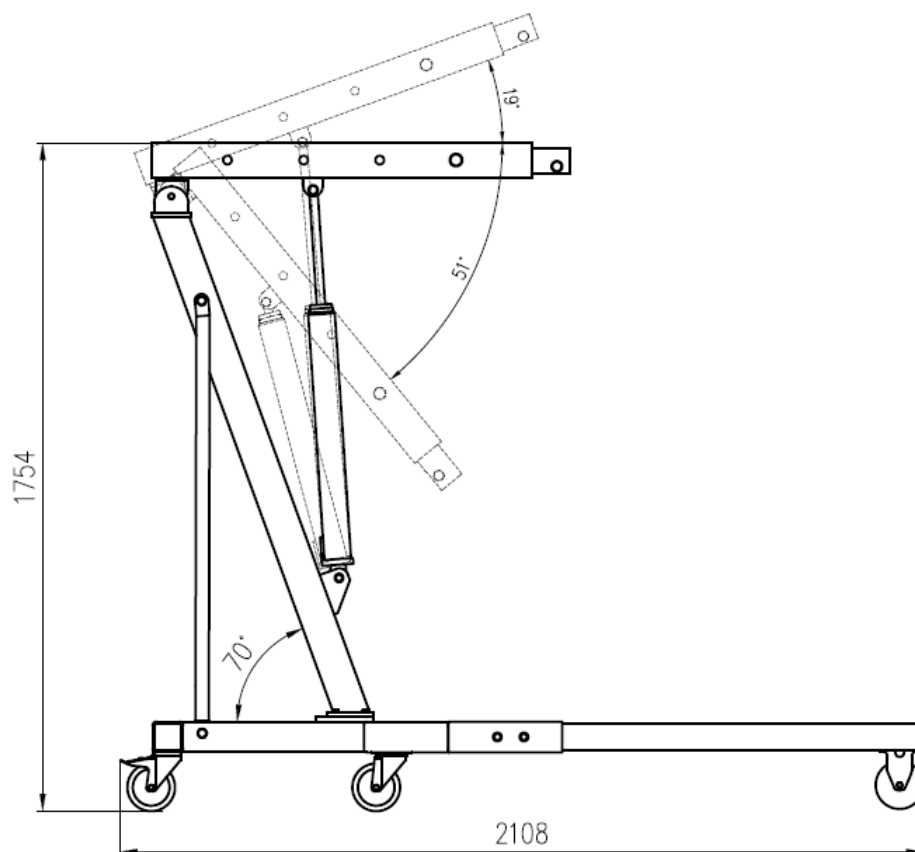
Obr. 1.7 Složený jeřáb HGGKK 250 [6]

Tab. 1.5 Technické parametry dílenského jeřábu HGGKK 250 [6]

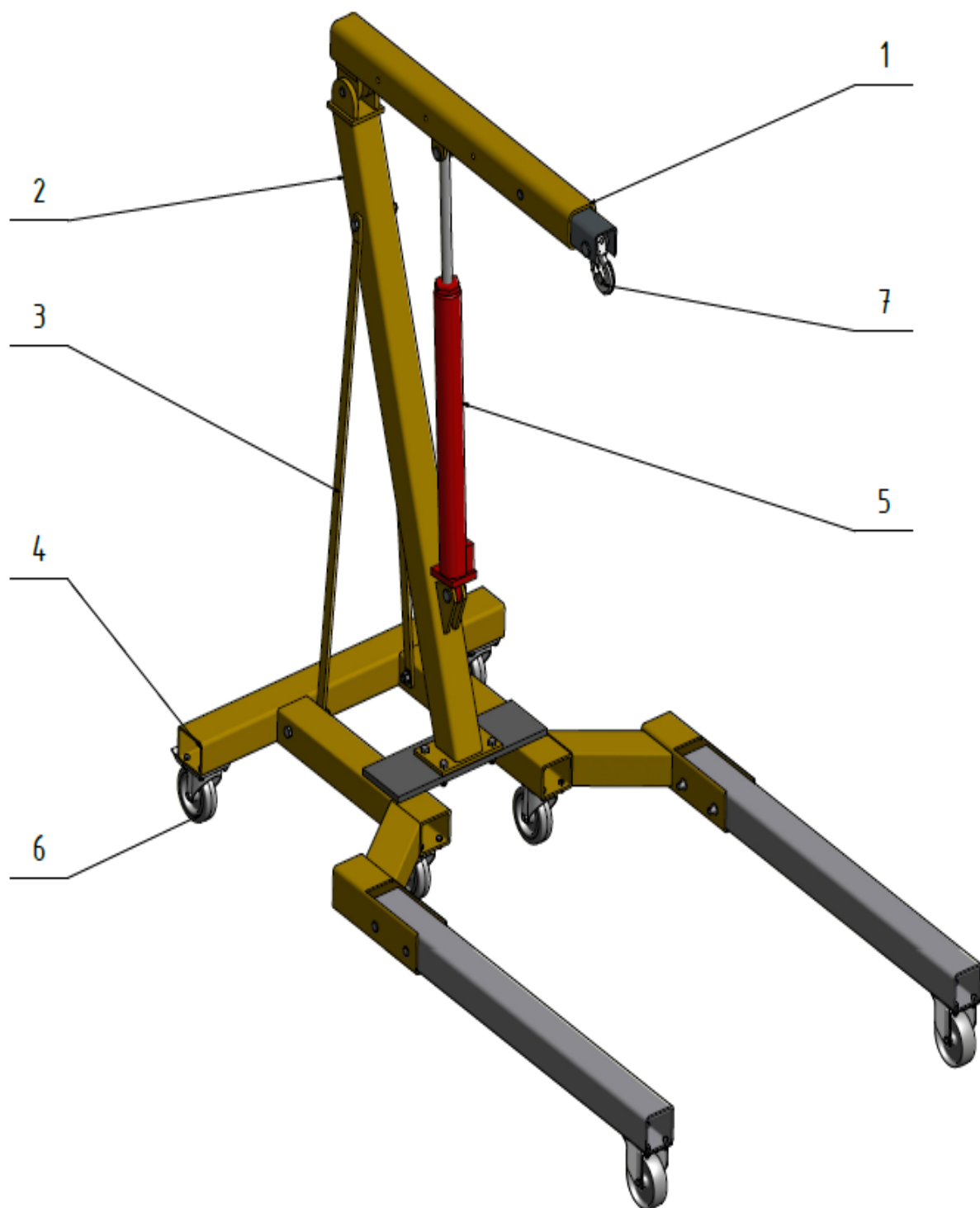
Nosnost – zasunuté rameno	0,25 t
Nosnost – rameno plně vysunuté	0,08 t
Zdvihací výška při 0,25 t	50 – 2 800 mm
Zdvihací výška při 0,08 t	900 - 2100 mm
Rozměry rozloženého jeřábu (d x š x v)	1 775 x 800 x 1 800 mm
Hmotnost	400 kg

## 2. Konstrukční návrh dílenského zvedáku

Pro návrh jeřábu je nezbytné znát dovolenou nosnost pro kterou má být konstrukce dimenzována. Uplatnění tohoto jeřábu nalezneme především v dílně, kde je potřeba transportovat břemeno na malou vzdálenost. Pro provoz je důležité, aby se jeřáb pohyboval po zpevněném povrchu. Konstrukce se skládá především ze čtvercových a obdélníkových profilů. Jako materiál je volena ocel S235JRG1 (1.0036) EN 10219-1, vhodná na výrobu dutých profilů a svařování, s mezí v kluzu  $R_e = 235$  MPa. Rozměry podvozku jsou navrženy v závislosti na montážní jámě, kterou je dílna vybavena. Samotný podvozek je osazen šesti koly. Šířka předních kol je důležitá pro pojezd v U profilech, které jsou zabudovány v montážní jámě. Hlavní volené parametry, od kterých se celý návrh odvíjí, jsou činná délka ramene, výška uložení hydraulického válce od země, šířka podvozku a vzdálenost kloubu spojující hydraulický válec a pevné rameno. Návrh konstrukce nalezneme na obrázku 1.8. Na obrázku 1.9 jsou znázorněny jednotlivé důležité prvky, ze kterých se skládá konstrukce jeřábu.



Obr. 1.8 Návrh konstrukce jeřábu

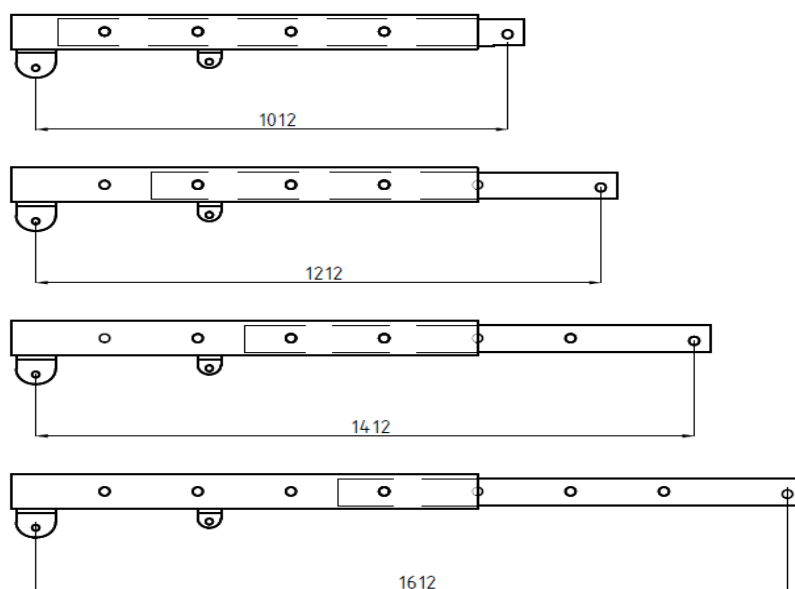


*Obr. 1.9 Schéma navrhovaného jeřábu 1-rameno; 2-nosný sloup; 3-vzpěra; 4-spodní rám;  
5-hydraulický válec; 6-pojezdová kola; 7-hák*



## 2.1.Návrh ramene

Hlavním požadavkem na rameno byla možnost nastavení délky pro uchopení břemena, proto je tvořeno ze dvou částí, které se do sebe zasouvají. Pevná část výsuvného ramene je spojena s rámem a hydraulickým válcem kloubově. Toto spojení zaručuje zamezení posuvu do všech směrů a umožňuje pouze otočný pohyb v jedné rovině. Výsuvná část ramene se zasouvá do pevné části. Toto vysunutí lze provést do čtyř poloh, přičemž jsou jednotlivé polohy zajištěny čepem proti posunutí. Konec výsuvné části ramene je opatřen čepem, na kterém je zavěšen řetěz s hákem pro uchopení břemena. Na obrázku 2.0 jsou vyobrazeny parametry jednotlivých vysunutí.



Obr. 2.0 Možnosti vysunutí ramene

### Návrh posuvné části ramene

Celá konstrukce ramene je převážně namáhána na ohyb, z toho důvodu bude volen jako polotovár čtvercový uzavřený profil. Tyto profily mají poměrně vysoký odpor průřezu v ohybu, a zároveň nízkou hmotnost. Posuvný díl ramene spojuje s pevným dílem čep. Při vodorovné poloze ramene dosahuje ohybový moment největších hodnot. V této poloze bude tedy vypočítán ohybový moment pro všechny čtyři polohy vysunutí ramene.

Pro polohu s největším ohybovým momentem bude dimenzována posuvná část ramene. Výpočet pro volbu profilu výsuvné části ramene nalezneme v kapitole 3.

### **Návrh pevné části ramene**

Spojení pevné části ramene s rámem je realizováno kloubovým spojem pomocí čepu. Hydraulický válec spojuje s pevným ramenem rovněž čep. Pro určení největšího ohybového momentu, který působí v místě spojení ramene s hydraulickým válcem, ve vodorovné poloze, je třeba vypočítat momenty pro všechny polohy vysunutí. Na místo s největším ohybovým momentem bude toto rameno dimenzováno. Zde je nutné zvolit takový profil, aby vznikla dostatečná vůle mezi tímto a voleným výsuvným profilem, která by umožnila bezproblémový posun těchto částí. Výpočet pro volbu profilu pevné části ramene nalezneme v kapitole 3.

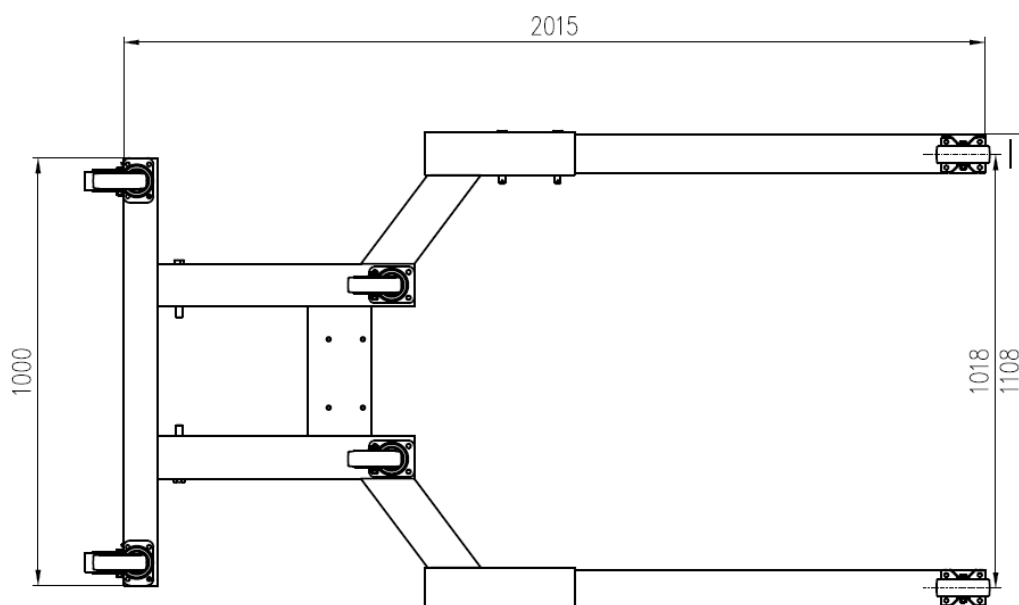
## **2.2. Návrh sloupu a vzpěr**

Výška navrhovaného jeřábu by neměla přesahovat dva a půl metru, z důvodu nízkého stropu v dílně. Polotovarem pro sloup byl zvolen uzavřený svařovaný profil, se čtvercovým průřezem ČSN EN 10219-2 90x6, od firmy Ferona, a.s.. Vzpěry spojuje se sloupem i podvozkem šroub M14. Hlavním úkolem vzpěr je přenést klopný moment, vniklý působením hmotností sloupu, břemene a ramene. Výpočet sil zatěžujících vzpěry nalezneme v kapitole 3.

## **2.3. Návrh spodní konstrukce a volba kol**

Konstrukce podvozku je navrhována v závislosti na montážní jámě. Jelikož jako hlavní využití navrhovaného jeřábu bude demontáž a montáž automobilových agregátů. Šířka nesmí přesahovat hodnotu  $l_{pmax} = 1200$  mm, což je v současné době nejmenší rozchod kol u vyráběných automobilů. Osa předních kol musí procházet zabetonovaným U profilem, který je zapuštěn 10 mm v podlaze. Osy jednotlivých profilů jsou ve vzdálenosti  $l_{os} = 1018$  mm. Šířka předních kol může dosahovat maximálně hodnoty 5,5 mm, která je dána U profilem. Zbylé kolečka na konstrukci jsou otočná, součástí zadních kol

je i brzda. Jeřáb se bude zasouvat maximálně do poloviny své délky pod automobil. Kola jsou volena od firmy Tente, přední kolo s šířkou běhounu 40 mm a nosností 275 kg, zadní s šířkou běhounu 40 mm a nosností 500 kg. Samotný rám, na kterém jsou připevněna přední kola, je ze čtvercového profilu 90 x 5 s modulem odporu průřezu proti ohybu  $W_o = 42\,872\text{ mm}^3$ . Nohy spodní konstrukce lze odejmout od zbytku konstrukce vyjmutím dvou párů čepů. Návrh podvozku je zobrazen na obrázku 2.1.



*Obr. 2.1 Návrh podvozku*

## 2.4. Volba vhodného hydraulického válce

Hydraulický válec je uchycen na rámu pomocí jednoduchého a spolehlivého kloubového systému, který se s oblibou realizuje na jeřábech malé a lehké řady, jako navrhovaný dílenský jeřáb. Při volbě hydraulického válce vycházíme z požadované nosnosti zařízení, z rozměrů minimální délky mezi čepy na pevném rameni ve složeném stavu jeřábu a dostupnosti na aktuálním trhu. Na základě těchto požadavků je volen hydraulický válec s nosností 5 t od firmy E-automotive. Základní hodnoty tohoto hydraulického válce nalezneme v tab. 1.6, samotný hydraulický válec na obrázku 2.2. Tento hydraulický válec se rozpíná pumpováním ovládací tyčí. Vratný pohyb pístu je proveden pouze hmotností břemene.



Obr. 2.2 Hydraulický válec od firmy E-automotive [8]

Tab. 1.6 Základní hodnoty hydraulického válce od firmy E-automotive [8]

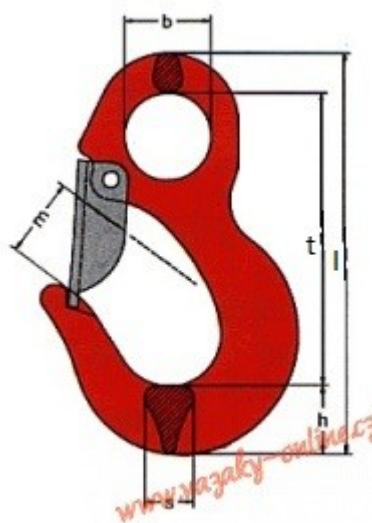
<b>Nosnost:</b>	5 t
<b>Minimální délka:</b>	620 mm
<b>Maximální délka:</b>	1 100 mm
<b>Roztažení:</b>	480 mm
<b>Váha:</b>	12 kg

## 2.5. Volba háku

Důležitým krokem je navrhnutí vhodného háku, na který se bude zavěšovat břemeno. Tento hák je volen s ohledem na požadované maximální zatížení. Byl zvolen hák SOB od firmy Pavlínek – vázací prostředky s dovolenou nosností 1 500 kg, vybavený bezpečnostní pojistkou. Hlavními znaky voleného háku jsou kompaktní konstrukce, větší průměr oka, velké rozevření a velmi stabilní pojistka. Důležité parametry nalezneme v tabulce 1.7 samotný hák na obrázku 2.3.

Tabulka 1.7 Parametry háku [9]

rozměr	mm
b	23
h	21
l	120
m	23
s	18
t	86

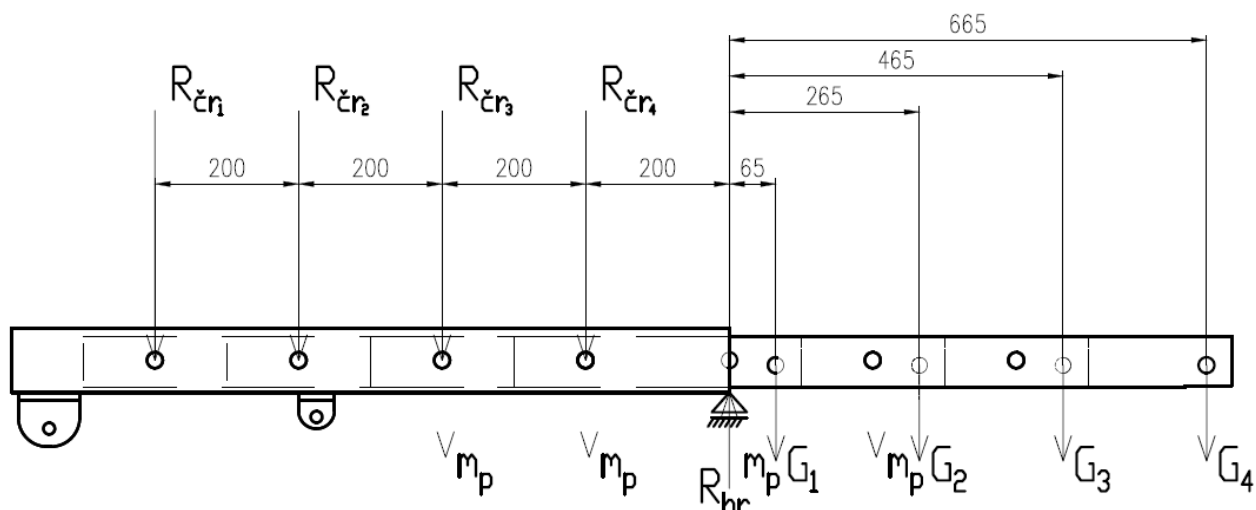


Obr. 2.3 Háček SOB[9]

### 3. Výpočty důležitých částí jeřábu

#### Výpočet pro volbu vhodných profilů ramene

Navrhována konstrukce výsuvného ramene je převážně zatěžována na ohyb. Výpočet byl proveden na základě volených parametrů, určujících délky jednotlivých vysunutí ve vodorovné poloze. Tyto rozměry nalezneme na obrázku 2.4.



Obr. 2.4 Schéma pro výpočet posuvného ramene

$G_1, G_2, G_3, G_4$ .....	Síla způsobena břemenem a hákem [N]
$R_{čr1}, R_{čr2}, R_{čr3}, R_{čr4}$ .....	Reakce v čepu B [N]
$R_{hr}$ .....	Reakce na konci pevného ramene [N]

Výpočet ohybového momentu pro různé polohy ramene:

$$M_{01} = G_1 \cdot 0,065 = (1000 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,065 = 637,9 \text{ Nm} \quad (1)$$

$$M_{02} = G_1 \cdot 0,265 = (750 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,265 = 1\,952,7 \text{ Nm} \quad (2)$$

$$M_{03} = G_1 \cdot 0,465 = (500 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,465 = 2\,286,1 \text{ Nm} \Rightarrow M_{0max} \quad (3)$$

$$M_{04} = G_1 \cdot 0,665 = (250 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,665 = 1\,638,4 \text{ Nm} \quad (4)$$

Výpočet dovoleného ohybového momentu:

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (5)$$

$R_e$  ..... Mez kluzu [MPa]

$\sigma_{Dov}$  ..... Dovolené napětí [MPa]

$k_s$  ..... Statická bezpečnost, voleno  $k_s = 2$  [-]

Pomocí vztahu pro ohybové napětí je vypočítána minimální hodnota průřezu pro čtvercový profil výsuvného ramene:

$$\sigma = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_{Dov} \quad (6)$$

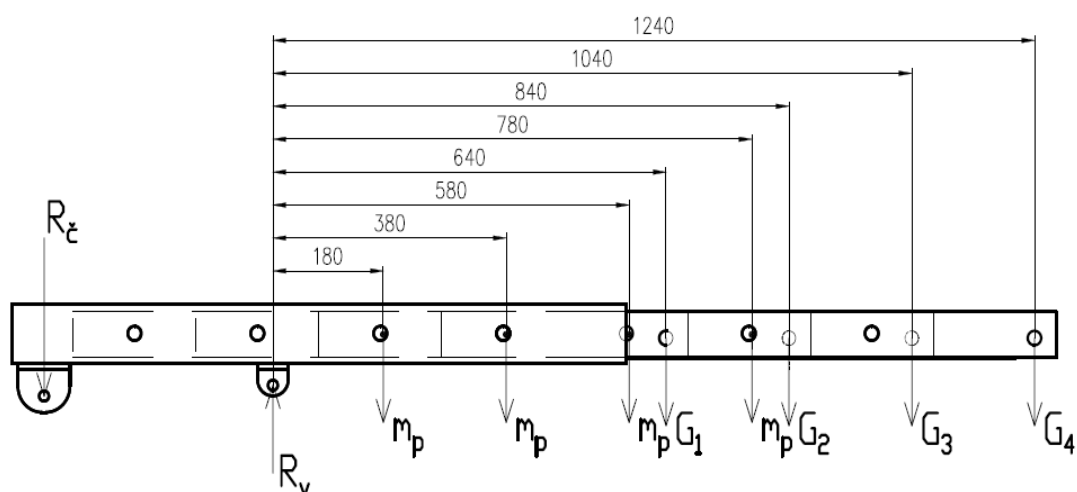
$$W_o \geq \frac{M_{omax}}{\sigma_{Dov}} = \frac{2286,1}{117,5} = 1,9456 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 19\,456 \text{ mm}^3$$

Na základě vypočtené hodnoty bude volen uzavřený svařovaný profil, se čtvercovým průřezem ČSN EN 10219-2 70x5, od firmy Feron, a.s. Základní rozměry profilu a vlastnosti nalezneme v tab. 1.8.

Tab. 1.8 Základní rozměry a vlastnosti profilu ČSN EN 10219-2 70x5 [7]

<b>Délka strany</b>	70 mm
<b>Tloušťka stěny</b>	5,0 mm
<b>Hmotnost</b>	9,51 kg/m
<b>Plocha průřezu</b>	12,36 cm <sup>2</sup>
<b>Pružný modul průřezu</b>	24,18 cm <sup>3</sup>

Výpočet pro volbu profilu u pevného ramene se provádí obdobně. Největší ohybový moment působí v místě spojení ramene s hydraulickým válcem. Rozměry důležité pro výpočet nalezneme na obrázku 2.5.



Obr. 2.5 Schéma pro výpočet pevného ramene

$G_1, G_2, G_3, G_4$ .....	Síla způsobena břemenem a hákem [N]
$R_v$ .....	Reakce hydraulického válce [N]
$R_č$ .....	Reakce čepu v kloubu ramene [N]
$m_p$ .....	Hmotnost posuvné části ramene [kg]

Výpočet ohybového momentu pro různé polohy ramene:

$$M_{01} = G_1 \cdot 0,64 \cdot g + m_p \cdot g \cdot 0,180 = (1000 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,64 + 9,51 \cdot 9,81 \cdot 0,18 = \quad (7)$$

$$= 6\,304,4 \text{ Nm} \quad \Rightarrow M_{0\max}$$

$$M_{02} = G_1 \cdot 0,84 \cdot g + m_p \cdot g \cdot 0,380 = (750 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,84 + 9,51 \cdot 9,81 \cdot 0,38 = \quad (8)$$

$$= 6\,225,3 \text{ Nm}$$

$$M_{03} = G_1 \cdot 1,04 \cdot g + m_p \cdot g \cdot 0,580 = (500 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 1,04 + 9,51 \cdot 9,81 \cdot 0,58 = \quad (9)$$

$$= 5\,167,1 \text{ Nm}$$

$$M_{04} = G_1 \cdot 1,24 \cdot g + m_p \cdot g \cdot 0,780 = (250 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 1,24 + 9,51 \cdot 9,81 \cdot 0,78 = \quad (10)$$

$$= 3\,127,9 \text{ Nm}$$

Pomocí vztahu pro ohybové napětí je vypočítána minimální hodnota průřezu pro čtvercový profil pevného ramene:

$$W_o \geq \frac{M_{omax}}{\sigma_{Dov}} = \frac{6304,4}{117,5 \cdot 10^6} = 5,3654 \cdot 10^{-5} m^3 = 53\,654\,mm^3 \quad (11)$$

Na základě výsledku je volen profil uzavřený svařovaný černý, se čtvercovým průřezem 90 x 8 ČSN EN 10219 - 2, od firmy Feron, a.s., jehož základní rozměry a vlastnosti nalezneme v tab. 1.9.

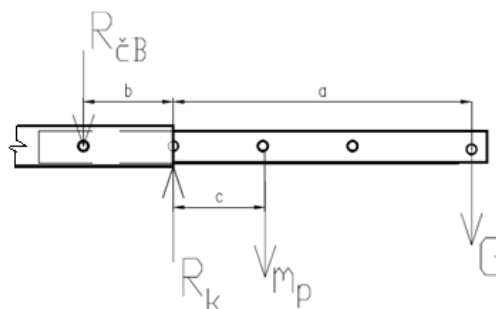
Tab. 1.9 Základní rozměry a vlastnosti profilu ČSN EN 10219-2 90x8 [7]

<b>Délka strany</b>	90 mm
<b>Tloušťka stěny</b>	8,0 mm
<b>Hmotnost</b>	18,52 kg/m
<b>Plocha průřezu</b>	24,04 cm <sup>2</sup>
<b>Pružný modul průřezu</b>	56,58 cm <sup>3</sup>

#### Výpočet reakcí zatěžujících rameno, způsobených vysunutým ramenem

V následující podkapitole jsou provedeny stěžejní výpočty nezbytné pro výpočet svarů a čepů. Na vysunuté rameno působí reakce, které jsou vyvolány zavěšením břemene, tato reakce na čepu  $R_{\text{čb}}$  a reakce na konci pevné části  $R_k$  je pro každou polohu vysunutí jiná. Proto je zapotřebí, aby byly spočteny reakce pro všechny polohy. Největších hodnot dosahují reakce při vodorovné poloze ramene. Hodnoty a, b, c jsou při každém vysunutí jiné, viz obr 2.6 a obr 2.8.





Obr. 2.6 Síly zatěžující výsuvné rameno

Jestli zatížení  $G_1$  odpovídají reakce  $R_{čB1}$  a  $R_{k1}$ , zatížení  $G_2$  odpovídají  $R_{čB2}$  a  $R_{k2}$  atd., tak platí :

$$R_{čB1} = \frac{G_1 \cdot a_1 + m_p \cdot c_1 \cdot g}{b_1} = \frac{(1000 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,065 - 9,51 \cdot 0,395 \cdot 9,81}{0,8} = \quad (12)$$

$$= 751 \text{ N}$$

$$R_{čB2} = \frac{G_2 \cdot a_2 + m_p \cdot c_2 \cdot g}{b_2} = \frac{(750 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,265 - 9,51 \cdot 0,195 \cdot 9,81}{0,6} = \quad (13)$$

$$= 3\,220 \text{ N}$$

$$R_{čB3} = \frac{G_3 \cdot a_3 + m_p \cdot c_3 \cdot g}{b_3} = \frac{(500 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,465 + 9,51 \cdot 0,004 \cdot 9,81}{0,4} = \quad (14)$$

$$= 5\,707 \text{ N}$$

$$R_{čB4} = \frac{G_4 \cdot a_4 + m_p \cdot c_4 \cdot g}{b_4} = \frac{(250 + 0,4) \cdot 9,81 \cdot 0,665 + 9,51 \cdot 0,204 \cdot 9,81}{0,2} = \quad (15)$$

$$= 8\,262 \text{ N} \Rightarrow R_{čB\max}$$

Podle výpočtů bylo zjištěno, že největší zatížení reakce  $R_{čB}$  nastává v poloze 4, tzn. při maximálním vysunutí ramene a zatížení 250 kg. Velikost reakce  $R_k$  by za těchto podmínek měla dosahovat rovněž největších hodnot, jelikož se odvíjí od reakce  $R_{čB}$ . Tento fakt byl ověřen v následujících výpočtech.

$$R_{k1} = G_1 + R_{čB1} + m_p \cdot g = (1\,000 + 0,4) \cdot 9,81 + 751 + 9,51 \cdot 9,81 = 10\,658 \text{ N} \quad (16)$$

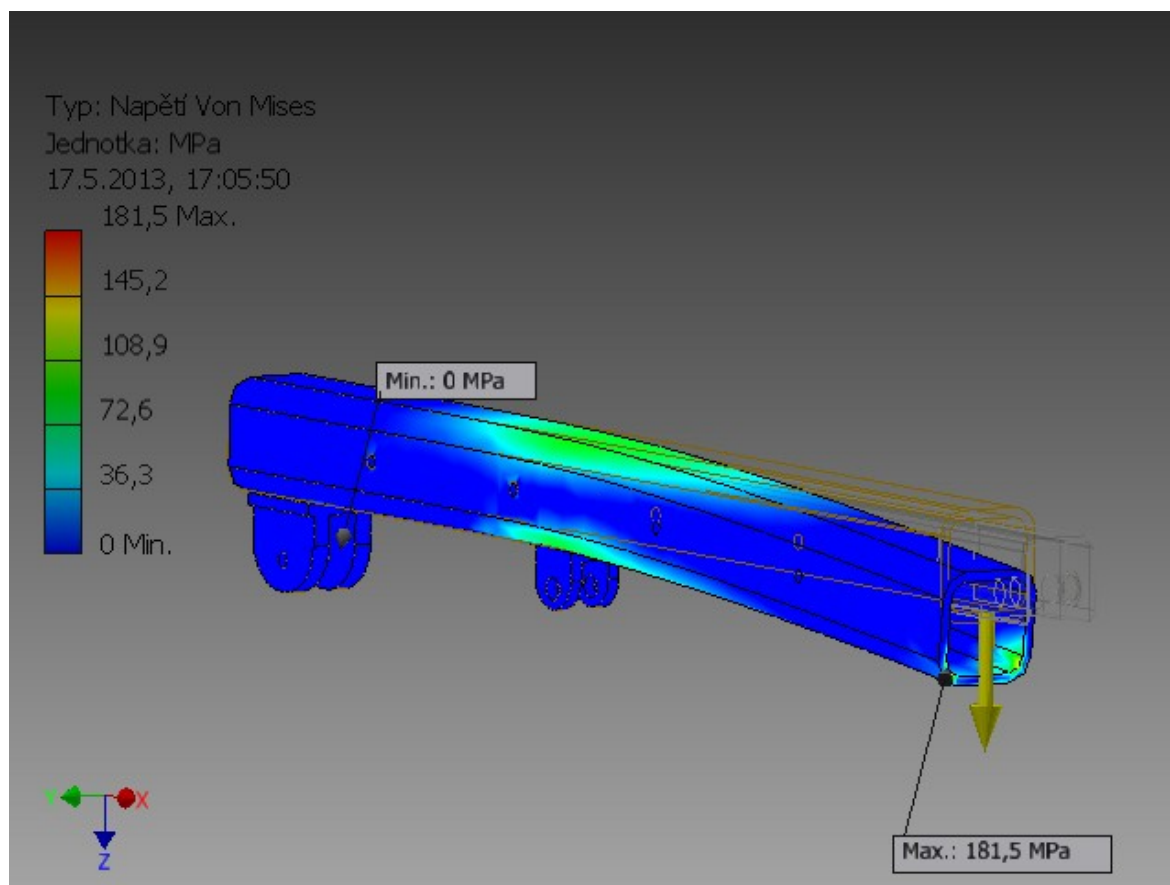
$$R_{k2} = G_2 + R_{čB2} + m_p \cdot g = (750 + 0,4) \cdot 9,81 + 3\,220 + 9,51 \cdot 9,81 = 10\,674 \text{ N} \quad (17)$$

$$R_{k3} = G_3 + R_{čB3} + m_p \cdot g = (500 + 0,4) \cdot 9,81 + 5\,707 + 9,51 \cdot 9,81 = 10\,709 \text{ N} \quad (18)$$

$$R_{k4} = G_4 + R_{čB4} + m_p \cdot g = (250 + 0,4) \cdot 9,81 + 8\,262 + 9,51 \cdot 9,81 = 10\,811 \text{ N} \quad (19)$$

$$R_{k4} \Rightarrow R_{k\max}$$

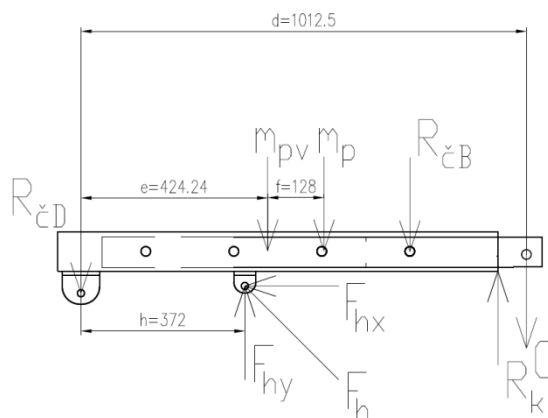
Velikost reakce  $R_{kmax}$  odpovídá síle, která působí na spodní konec pevného ramene a hrozí zde odtrhnutí od zbytku voleného profilu. Největší napětí vzniká na hraně, která je zatěžována výsuvnou částí. Toto místo bylo zkontrolováno pomocí metody konečných prvků, které můžeme vidět na obrázku 2.7.



Obr. 2.7 Vyhodnocení reakce  $R_{kmax}$  pomocí metody konečných prvků

### Výpočet síly působené válcem

Volený hydraulický válec je schopný vyvinout sílu o velikosti 5000 kg. Maximální zatížení způsobené zavěšením břemene nastává ve vodorovné poloze. Síla v hydraulickém válci se rozkládá do dvou svislých složek osy x a y, vlivem měnícího se zdvihu ramene. Na obrázku 2.8 je znázorněno schéma těchto sil spolu s ostatními reakcemi, které působí na rameno. Poloha těžiště je určena pomocí programu Autodesk Inventor 2013.



Obr. 2.8 Schéma sil zatěžujících rameno

Výpočet síly  $F_{hy}$  se provede následovně:

$$\Sigma M_D = 0 \quad (20)$$

$$F_{hy} \cdot h = m_{pv} \cdot g \cdot e + m_p \cdot g \cdot (e + f) + G \cdot d$$

$$F_{hy} = \frac{m_{pv} \cdot g \cdot e + m_p \cdot g \cdot (e + f) + G \cdot d}{h} =$$

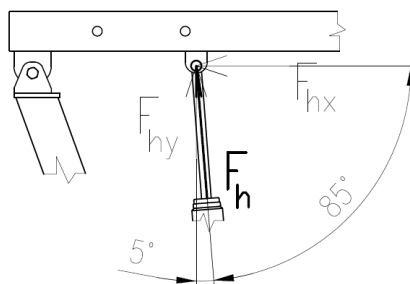
$$= \frac{18,5 \cdot 9,81 \cdot 0,424 + 9,51 \cdot 9,81 \cdot (0,424 + 0,128) + 1000,4 \cdot 9,81 \cdot 1,012}{0,375}$$

$$F_{hy} = 26\,816\,N$$

$$F_{hx} = F_{hy} \cdot \cos 85^\circ = 2\,337\,N \quad (21)$$

$$F_h = \sqrt{26\,816^2 + 2\,337^2} = 26\,917\,N \quad (22)$$

Na obrázku 2.9 jsou zobrazeny hodnoty důležitých úhlů. Ve vodorovné poloze nabývá hydraulický válec s ramenem úhel  $\alpha = 85^\circ$  a úhel  $\beta = 5^\circ$ . Velikosti těchto úhlů jsou použity pro výpočet síly  $F_h$ .



Obr. 2.9 Velikosti úhlů válce při vodorovné poloze ramene

### Výpočet reakce působící na čep v kloubu ramene

Čep je namáhán silou, která je reakcí na ohybový moment. Tento moment je způsoben nejen zatížením břemene, ale i samotnou hmotností ramene. Největší ohybový moment vzniká při nejkratším vysunutí ramene a zatížení 1 000 kg. Největší reakce bude tedy vznikat v tomto stavu. Velikost síly je nezbytný údaj pro výpočet bezpečnosti čepu. Síla je znázorněna na obrázku 2.8.

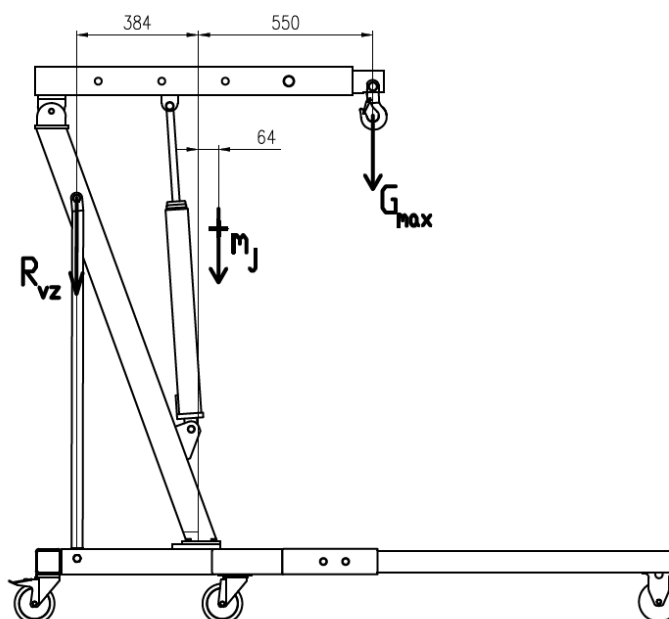
$$R_{\check{c}D} \cdot h = m_{pv} \cdot g \cdot (e - h) + m_p \cdot g \cdot (e - h + f) + G \cdot (d - h) = \quad (23)$$

$$= \frac{18,5 \cdot 9,81 \cdot (0,424 - 0,372) + 9,51 \cdot 9,81 \cdot (0,424 - 0,372 + 0,128) + 1000,4 \cdot 9,81 \cdot (1,012 - 0,372)}{0,372}$$

$$R_{\check{c}D} = 16\,954 \text{ N}$$

### Výpočet reakce působící na vzpěru

Tíhová síla od ramene, sloupu a háku působí v těžišti, které bylo určeno pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2013. Síla způsobená hmotností břemene působí na háku. Na obrázku 3.0 nalezneme důležité rozměry pro výpočet. Výsledná síla  $R_{vz}$  se rovnoměrně rozdělí na obě vzpěry.



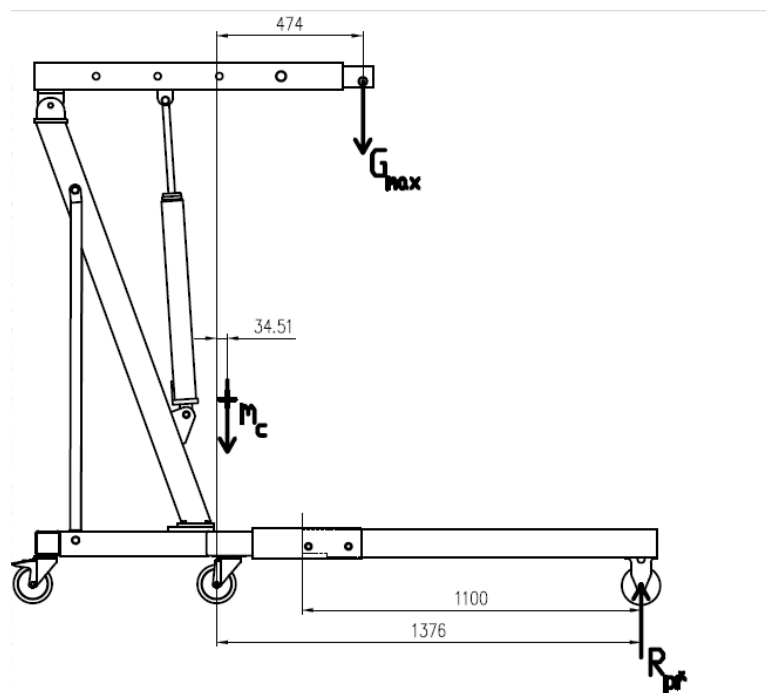
Obr. 3.0 Schéma pro výpočet reakce působící na vzpěry

$G_{\max}$ .....	Síla způsobena břemenem [N]
$R_{vz}$ .....	Reakce vzpěry [N]
$m_j$ .....	Hmotnost ramene, sloupu, a háku [kg]

$$R_{vz} = \frac{G_{\max} \cdot 0,55 + m_j \cdot 0,064}{0,384} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,55 + 72,1 \cdot 9,81 \cdot 0,064}{0,384} = 25\,664 \text{ N} \quad (24)$$

### Výpočet sil zatěžující podvozek

Největší ohybové napětí vzniká v předních nohách. Zatížením břemene vzniká klopný moment, který zatěžuje první pár koleček a ohýbá nohy. Ohybové napětí je odvozeno ze síly, která působí na přední kolečka. Tvar podvozku má složitější charakter. Provádí se pouze zjednodušený výpočet, ve kterém se počítá pouze v rovině. Na obrázku 2.1 nalezneme návrh podvozku, na obrázku 3.1 důležité rozměry pro výpočet reakce na předním kole. Výpočet se provádí pro maximální zatížení 1 000 kg.



Obr. 3.1 Rozměry pro výpočet reakcí na předních kolech

$G_{\max}$ .....	Maximální síla způsobena břemenem [N]
$R_{pr}$ .....	Reakce na předních kolech [N]
$m_c$ .....	Hmotnost celého jeřábu [kg]

Výpočet reakce:

$$R_{pr} = \frac{G_{\max} \cdot 0,474 + m_c \cdot 0,03451 \cdot 9,81}{1,376} = \frac{9814 \cdot 0,474 + 151 \cdot 0,03451 \cdot 9,81}{1,376} = 3\,417 \text{ N} \quad (25)$$

Výpočet reakce působící na jedno kolo:

$$R_{př1,2} = \frac{R_{př}}{2} = \frac{3417}{2} = 1708 \text{ N} \quad (26)$$

Kontrola noh na ohyb:

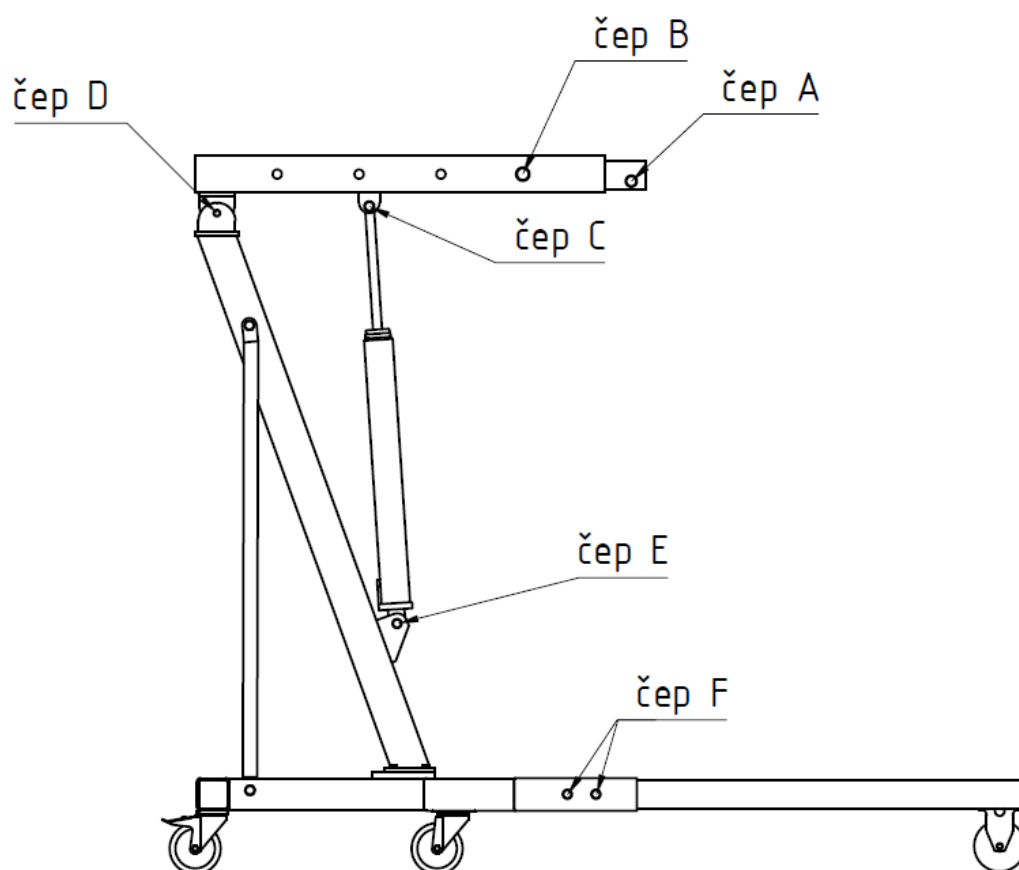
$$\sigma_o = \frac{R_{př1,2} \cdot 1100}{W_o} = \frac{1708 \cdot 1100}{42\,872} = 44 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{44} = 5,3$$

## 4. Kontrolní výpočty spojů

### 4.1. Kontrolní výpočty čepů

Na zvedáku bylo použito normalizovaných čepů s hlavou dle ČSN EN 22341. Vysoce namáhané čepy C, D, E jsou z materiálu 11 600. Jedná se o ocel, vhodnou pro součásti namáhané staticky i dynamicky jako jsou čepy, pouzdra, kolíky, šrouby apod. Mez kluzu pro tento materiál se udává  $R_e = 295 \text{ MPa}$ . Méně zatěžované čepy A, B, F jsou voleny z materiálu 11 373 s mezí kluzu  $R_e = 186 \text{ MPa}$ . Ocel 11 373 je vhodná ke svařování, součásti konstrukcí strojů menších tloušťek namáhané staticky i dynamicky. Doporučené hodnoty dovolených napětí pro oba materiály nalezneme v tabulce 2.0. Čepy jsou uloženy s vůlí H11/h11 a zajištěny proti posunutí pomocí závlaček. Na obrázku 3.2 můžeme vidět schéma rozmístění počítaných čepů. Koeficient bezpečnosti  $k_s = 1,25$  pro všechny použité čepy.



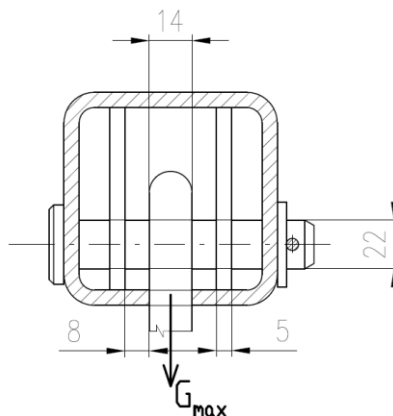
Obr. 3.2 Umístění čepů na konstrukci

Tabulka 2.0 Hodnoty dovolených napětí pro materiály 11 600 a 11 373 [11]

Druh napětí	Hodnota pro 11600 [MPa]	Hodnota pro 11 373 [MPa]
Napětí v ohybu $\sigma_{dov}$	210	130
Napětí ve stříhu $\tau_{dov}$	145	65
Měrný tlak $p_{dov}$	190	150

## Kontrola čepu A

Spojení pomocí čepu A je znázorněno na obrázku 3.3. Čep je namáhán především na ohyb silou  $G_{\max} = 9\,819\text{ N}$ , která je vyvolána váhou zavěšeného břemene spolu s hákem. Hák má průměr díry  $d_h = 23\text{ mm}$  viz kapitola 2.5. Z tohoto důvodu je volen čep 22 x 82 x 4 B ISO 2341 – 11 600. Na konci profilu byly navařeny dvě desky, které mají za úkol snížit ohybové napětí působené na tento čep. Zvolený čep je nutné pevnostně zkontrolovat.



Obr. 3.3 Spoj pomocí čepu A

Výpočet ohybového napětí působené na čep A:

$$\sigma_{o\check{c}A} = \frac{M_{o\check{c}A}}{W_{o\check{c}A}} = \frac{\frac{G_{\max}}{2} \cdot 17,5}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{\frac{9819}{2} \cdot 17,5}{\frac{\pi \cdot 22^3}{32}} = 82,2\text{ MPa} \quad (28)$$

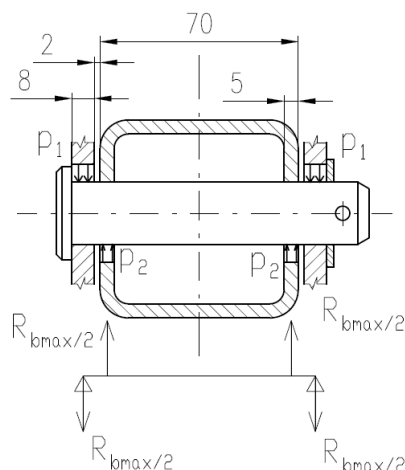
Faktor bezpečnosti:

$$k_s = \frac{\sigma_{Dov}}{\sigma_{o\check{c}A}} = \frac{130}{82,2} = 1,58 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (29)$$



## Kontrola čepu B

Funkcí tohoto čepu je zajistit požadovanou polohu ramene. Dle výpočtů v kapitole 3 víme, že síla působící na tento čep dosahuje největších hodnot  $R_{bmax} = 8\,262\text{ N}$  při vodorovné poloze a zavěšení břemene o hmotnosti 250 kg. Pro tento stav provedeme tedy kontrolní výpočet. Veškeré potřebné rozměry jsou zobrazeny na obrázku 3.4.



Obr. 3.4 Spoj pomocí čepu B

Výpočet zatížení stříhem:

$$\tau_{sC} = \frac{F_{hmax}}{2 \cdot S_{\check{C}C}} = \frac{2 \cdot R_{bmax}}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{2 \cdot 8262}{\pi \cdot 12^2} = 36,5 \text{ MPa} \quad (30)$$

Faktor bezpečnosti:

$$k_s = \frac{\tau_{Dov}}{\tau_{sC}} = \frac{65}{36,5} = 1,78 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (31)$$

Kontrola na otlačení:

$$p_1 = \frac{\frac{R_{bmax}}{2}}{d_B \cdot 5} = \frac{\frac{8262}{2}}{12 \cdot 5} = 68,8 \text{ MPa} \quad (32)$$

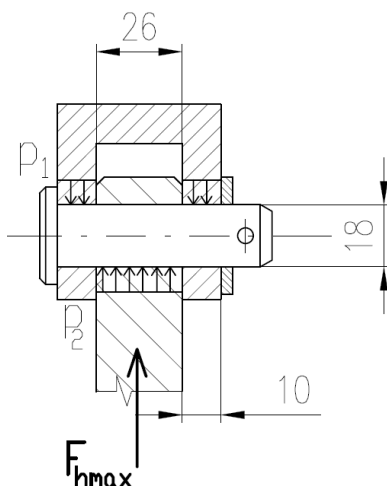
$$p_2 = \frac{\frac{R_{bmax}}{2}}{d_B \cdot 5} = \frac{\frac{8262}{2}}{12 \cdot 8} = 43 \text{ MPa} \quad (33)$$

Faktor bezpečnosti pro otlačení je počítán z většího tlaku  $p_1$  a  $p_2$ :

$$k_s = \frac{p_{dov}}{p_{1,2 \max}} = \frac{150}{68,8} = 2,18 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (34)$$

## Kontrola čepu C

Průměr tohoto čepu  $d_c$  je dán velikostí průměru díry na konci hydraulického válce. Provedeme tedy kontrolní výpočet pro stříh a měrný tlak. Schéma pro tento výpočet je na obrázku 3.5. Čep počítáme na maximální možnou sílu, kterou je schopen hydraulický válec vyvinout.



Obr. 3.5 Spoj pomocí čepu C

Maximální síla působená válcem:

$$F_{hmax} = F_{hdov} \cdot g = 5\,000 \cdot 9,81 = 49\,050 \text{ [N]} \quad (35)$$

Výpočet zatížení stříhem:

$$\tau_{sC} = \frac{F_{hmax}}{2 \cdot S_{cC}} = \frac{2 \cdot F_{hmax}}{\pi \cdot d_c^2} = \frac{2 \cdot 49050}{\pi \cdot 18^2} = 96,4 \text{ MPa} \quad (36)$$

Faktor bezpečnosti:

$$k_s = \frac{\tau_{Dov}}{\tau_{sC}} = \frac{145}{96,4} = 1,5 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (37)$$

Kontrola na měrný tlak:

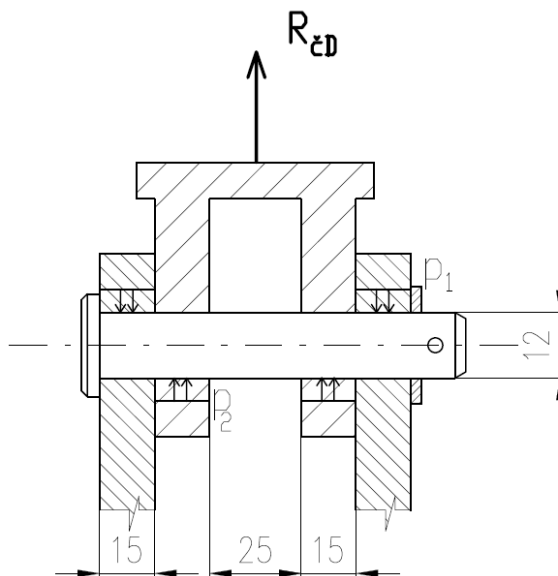
$$p_1 = \frac{\frac{F_{hmax}}{2}}{d_c \cdot 14} \max = \frac{\frac{49050}{2}}{18 \cdot 10} = 136,3 \quad (38)$$

$$p_2 = \frac{F_{hmax}}{d_c \cdot 22} = \frac{49050}{18 \cdot 26} = 125,7 \quad (39)$$

$$k_s = \frac{p_{dov}}{p_{1,2 \max}} = \frac{190}{136,3} = 1,39 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (40)$$

## Kontrola čepu D

Na obrázku 3.6 je znázorněno schéma čepu D, který spojuje rameno se sloupem. Tento čep je namáhán maximální silou  $R_{\epsilon D} = 16\,954\text{ N}$  viz kapitola 3, která zatěhuje čep na stříh.



Obr. 3.6 Spoj pomocí čepu D

Výpočet zatížení stříhem:

$$\tau_{sD} = \frac{R_{\epsilon D}}{2 \cdot S_{\epsilon D}} = \frac{2 \cdot R_{\epsilon D}}{\pi \cdot d_D^2} = \frac{2 \cdot 16954}{\pi \cdot 12^2} = 74,9 \text{ MPa} \quad (41)$$

Faktor bezpečnosti:

$$k_s = \frac{\tau_{Dov}}{\tau_{sD}} = \frac{145}{74,9} = 1,9 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (42)$$

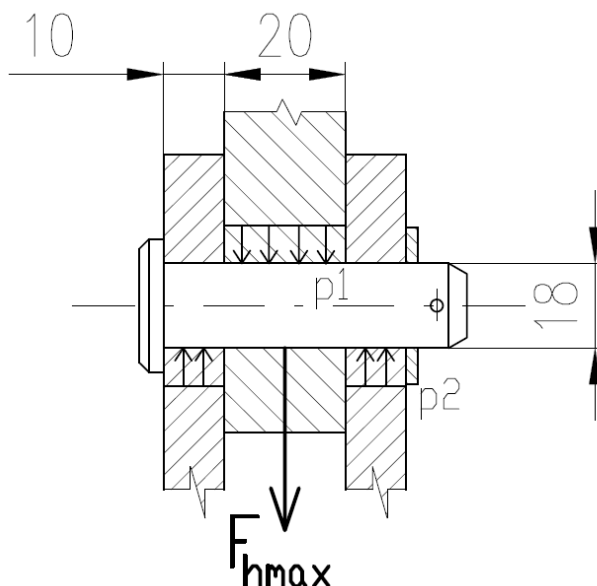
Kontrola na měrný tlak:

$$p_1 = p_2 = \frac{\frac{R_{\epsilon D}}{2}}{d_D \cdot 5} \max = \frac{\frac{16954}{2}}{18 \cdot 14} = 47,09 \quad (43)$$

$$k_s = \frac{p_{dov}}{p_{1,2 \max}} = \frac{190}{47,09} = 4,03 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (44)$$

### Kontrola čepu E

Čep na obrázku 3.7, který spojuje hydraulický válec a sloup, je zatěžován stejně jako čep C na stříh maximální silou  $F_{hmax} = 49\,050\text{ N}$ , provedeneme tedy pouze kontrolu na měrný tlak.



Obr. 3.7 Spoj pomocí čepu E

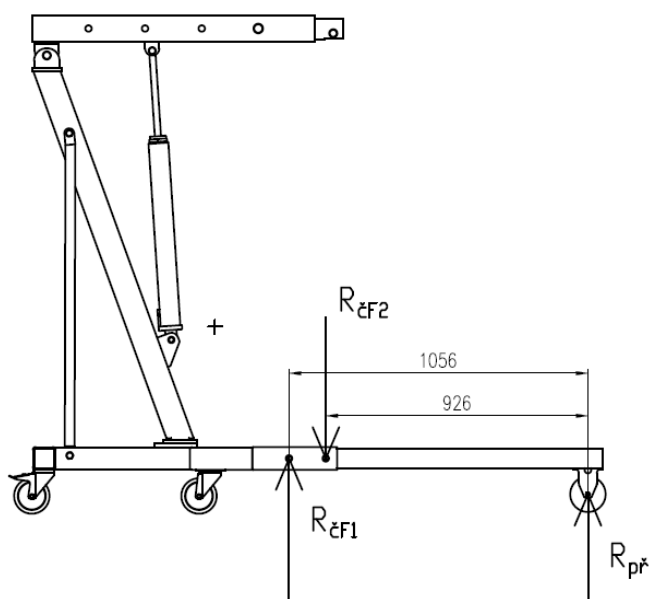
Kontrola na měrný tlak:

$$p_1 = p_2 = \frac{\frac{F_{hmax}}{2}}{d_c \cdot 14} max = \frac{49050}{18 \cdot 20} = 136,2\text{ MPa} \quad (45)$$

$$k_s = \frac{p_{dov}}{p_{1,2\text{ max}}} = \frac{190}{136,2} = 1,39 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (46)$$

## Kontrola čepu F

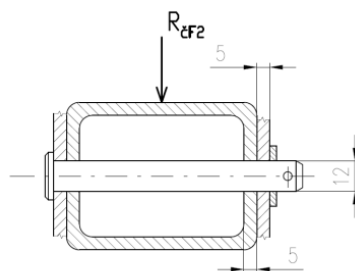
Sílu působící na čep F můžeme vypočítat pomocí reakce, která vzniká působením břemene a hmotnosti jeřábu na předním kole. Výpočet reakce nalezneme v kapitole 3. Tento spoj zajišťuje polohu mezi sklápěcími nohama a spodní částí rámu, přičemž je toto spojení realizováno pomocí dvou stejných čepů. Čepy jsou namáhány pouze na stříh. Pro kontrolu je klíčová větší síla zatěžující tyto čepy. Potřebné rozměry pro výpočet sil působících v čepích nalezneme na obrázku 3.8, schéma pro kontrolní výpočet čepu na obrázku 3.9.



Obr. 3.8 Schéma sil působících v čepch F

$$R_{\text{čF1}} = \frac{R_{\text{př}} \cdot 0,926}{0,13} = \frac{1708 \cdot 0,926}{0,13} = 12\,166\,N \quad (47)$$

$$R_{\text{čF2}} = \frac{R_{\text{př}} \cdot 1,056}{0,13} = \frac{1708 \cdot 1,056}{0,13} = 13\,874\,N \quad (48)$$



Obr. 3.9 Spoj pomocí čepu F

Výpočet zatížení stříhem:

$$\tau_{sD} = \frac{\frac{R_{\text{cF2}}}{2}}{2 \cdot S_{\text{cD}}} = \frac{R_{\text{cF2}}}{\pi \cdot d_D^2} = \frac{13\,874}{\pi \cdot 12^2} = 30,6 \text{ MPa} \quad (49)$$

Faktor bezpečnosti:

$$k_s = \frac{\tau_{\text{Dov}}}{\tau_{sD}} = \frac{65}{30,9} = 2,1 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (50)$$

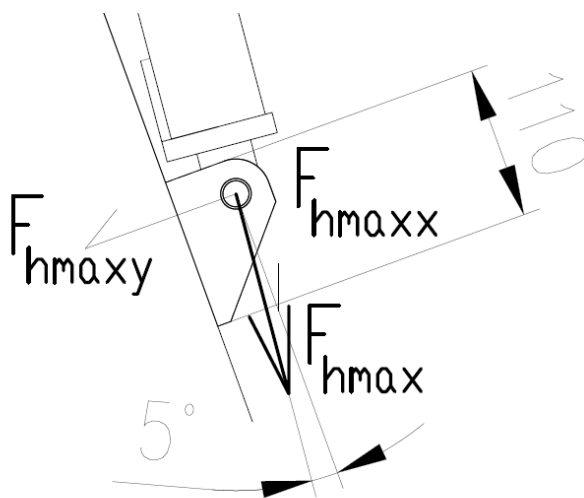
Kontrola na měrný tlak:

$$p_1 = p_2 = \frac{\frac{R_{\text{cF2}}}{2}}{d_D \cdot 5} \max = \frac{\frac{13874}{2}}{12 \cdot 5} = 115,6 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$k_s = \frac{p_{\text{dov}}}{p_{1,2 \max}} = \frac{150}{115,6} = 1,29 > 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (52)$$

## 4.2. Kontrolní výpočty svarů

Pomocí pevnostní analýzy ramene v programu Autodesk Inventor Professional 2013, jsem na základě zbarvení ve svarech, pohybující se v rozmezí 20 – 30 MPa usoudil, že svary ramene není nutné počítat, jelikož délka svaru a šířka je dostačující vzhledem k působeným silám. Bude provedena pouze kontrola svaru spojující sloup s držákem na hydraulický válec. Kontrola svaru bude počítána pro největší možné zatížení působené hydraulickým válcem ve sklopené poloze. Jako přídavný materiál je volena ocel S 235 JRG s mezí kluzu  $R_e=235 \text{ MPa}$ . Schéma svaru nalezneme na obrázku 4.0.



Obr. 4.0 Schéma počítaného svaru

Dovolené napětí ve svarech je potřeba přepočíst dle následujících vztahů[10]:

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k_s} \quad (53)$$

$$\tau_{\perp Dov} = k_3 \cdot \sigma_{Dov} = 0,75 \cdot \frac{235}{1,4} = 125,8 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$\tau_{\parallel Dov} = k_4 \cdot \sigma_{Dov} = 0,65 \cdot \frac{235}{1,4} = 109,1 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 5 = 1,15 \quad (56)$$

$k_3$ ..... Čelní převodní součinitel,  $k_3=0,75$  dle ČSN 05 0120 [10]

$k_4$ ..... Boční převodní součinitel,  $k_4=0,65$  dle ČSN 05 0120 [10]

$k_s$ ..... Statická bezpečnost pro staticky namáhané svary 1,5 [10]

$\beta$  ..... Součinitel tloušťky koutového svaru [-]

Výpočet sil působících na svar:

$$F_{hmaxx} = F_{hmax} \cdot \cos(5^\circ) = 49050 \cdot \cos(5^\circ) = 48\,863 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{hmaxy} = F_{hmax} \cdot \sin(5^\circ) = 49050 \cdot \sin(5^\circ) = 4\,274 \text{ N} \quad (58)$$

Výpočet jednotlivých druhů napětí:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{hmaxx}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{48863}{2 \cdot 5 \cdot 110} = 44,4 \text{ MPa} \leq 125,8 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{hmaxx} \cdot 45}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2} = \frac{48863 \cdot 45}{2 \cdot \frac{5 \cdot 110^2}{6}} = 109 \text{ MPa} \quad (60)$$

Síla  $F_{hmaxy}$  je síla tlaková, tudíž ji můžeme zanedbat.

Pevnostní podmínka pro výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (61)$$

$$\beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = 1,15 \cdot \frac{235}{1,5} = 180 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{109}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{44,4}{0,65}\right)^2} = 160,5 \text{ MPa} \leq 180 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (63)$$

## **5. Bezpečnostní zásady při manipulaci s navrhovaným jeřábem**

Po správnou funkčnost a bezpečnost při manipulaci s dílenským jeřábem je potřeba dodržovat následující zásady:

- jeřáb je zakázáno používat na šikmé podlaze
- jeřáb je vybaven hákem se zpětnou pojistkou, která musí být při manipulaci v poloze zajištěno
- dodržovat maximální dovolené hmotnosti, při přetížení jeřábu hrozí k nenávratnému poškození hydraulické pumpy
- jeřáb se nesmí používat, při zjištění zjevných závad na konstrukci či závěsném zařízení
- vyvarovat se rychlému spouštění břemena pomocí pojistného ventilu
- nepoužívat jeřáb, pokud nejsou všechny čepy správně zajištěny pomocí závlačky



## 6. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení hydraulického zvedáku s nosností 1 tuna. Tento jeřáb bude převážně používán pro demontáž a montáž automobilových motorů v dílně vybavenou montážní jámou. Zařízení by mělo být zároveň dobře skladovatelné.

Hlavní požadavek na nosnost jeřábu byl splněn, jeřáb je schopen zvednou břemeno o hmotnosti jedné tuny, avšak pouze v nejkratší poloze ramene. S každým dalším vysunutím se dovolená zátěž snižuje o 250 kg, až na dovolených 250 kg při nejdelším vysunutí ramene. Součástí práce byla také kontrola důležitých spojů pomocí čepů a svarů vyskytující se na konstrukci. Kontrola těchto spojů dokázala, že jsou správně navrženy a vydrží provozní zatížení. Nohy konstrukce lze v případě potřeby sklopit nebo zcela odstranit od zbytku konstrukce, prostřednictvím čepů. Díky tomu konstrukce zaručuje dobrou skladovatelnost. Na základě návrhu byly určeny bezpečnostní požadavky, které se musí dodržovat při manipulaci s jeřábem.

## 7. Použitá literatura

- [1] Hein-Werner HW93806. Gustininc [online]. 2012 [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.gustininc.com/hein-werner-hw93806-3-ton-engine-crane>
- [2] Dilenský jeřáb 2 t skládací AIR. Uni-max [online]. 2012 [cit. 2013-04-26]. Dostupné z: <http://www.uni-max.cz/dilensky-jerab-2-t-skladaci-air/d/#>
- [3] Dilenský jeřáb 3000 kg, Dema. Dema-stroje [online]. [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: <http://www.dema-stroje.cz/dilensky-jerab-3-t-skladaci>
- [4] Dilenský jeřáb Sharks SH 2t. Sharks-cz [online]. 2012 [cit. 2013-04-24]. Dostupné z: <http://sharks-cz.cz/dilensky-jerab-sharks-sh-2t-p-64776.html>
- [5] Pojízdny dilenský jeřáb OMCN 131. Technology-garage [online]. 2013 [cit. 2013-04-11]. Dostupné z: <http://www.technology-garage.cz/pojizdny-dilensky-jerab-omcn-131-05-t-pevna-konstrukce>
- [6] Dilenský jeřáb HGGKK. Agrifair [online]. 2013 [cit. 2013-04-30]. Dostupné z: <http://www.agrifair.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=204&icid=10>
- [7] Trubky a jackly. Feron a.s., velikoobchod s hutním materiálem [online]. 2013 [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: [http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?search\\_type=0&druh=316](http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?search_type=0&druh=316)
- [8] Hydraulický válec. E-automotive [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.e-automotive.cz/hydraulicke-valce/hydraulicky-valec-5t-automotive-p-152019.html?cPath=202813>
- [9] Bezpečnostní háky. Pavlínek-vázací prostředky [online]. 2013 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.vazaky-online.cz/bezpecnostni-hak-typ-sob/L>
- [10] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : části spojovací*. 1. Vydání Ostrava : VŠB – TUO, 2009. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [11] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. upr. vyd. Úvaly : Albra, 2005. 914 s. ISBN 80-7361-033-7
- [12] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. Vydání. Skripta VŠB-TUO OSTRAVY, 2005, isbn 248-1782-8
- [13] HLAVÁČ, Zdeněk.: *Sbírka příkladů ze statiky a kinematiky* Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2007. 240 s. ISBN 978-80-7043-609-7
- [14] ŠVERCL, J.: *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. Scientia –Pedagogické nakladatelství, Praha, 2003. ISBN 80-7183-297-9

## 8. Seznam obrázků

<i>Obr. 2</i>	<i>Dílenský jeřáb HW 93806</i>	9
<i>Obr. 2.1</i>	<i>Dílenský jeřáb 2t-AIR firmy uni-max</i>	10
<i>Obr. 1.2</i>	<i>Dílenský jeřáb 3t od firmy Dema</i>	11
<i>Obr. 1.3</i>	<i>Dílenský jeřáb Sharks SH 2 T firmy Sharks</i>	12
<i>Obr. 1.4</i>	<i>Pojízdný jeřáb OMCN 132 0,5 – t</i>	13
<i>Obr. 1.5</i>	<i>Základní parametry jeřábu OMCN 132 0,5–t</i>	13
<i>Obr. 1.6</i>	<i>Dílenský jeřáb HGGKK 250</i>	14
<i>Obr. 1.7</i>	<i>Složený jeřáb HGGKK 250</i>	14
<i>Obr. 1.8</i>	<i>Návrh konstrukce jeřábu</i>	15
<i>Obr. 1.9</i>	<i>Schéma navrhovaného jeřábu</i>	16
<i>Obr. 2.0</i>	<i>Možnosti vysunutí ramene</i>	17
<i>Obr. 2.1</i>	<i>Návrh podvozku</i>	19
<i>Obr. 2.2</i>	<i>Hydraulický válec od firmy E-automotive</i>	20
<i>Obr. 2.3</i>	<i>Hák SOB</i>	20
<i>Obr. 2.4</i>	<i>Schéma pro výpočet posuvného ramene</i>	21
<i>Obr. 2.5</i>	<i>Schéma pro výpočet pevného ramene</i>	23
<i>Obr. 2.6</i>	<i>Síly zatěžující výsuvné rameno</i>	25
<i>Obr. 2.7</i>	<i>Vyhodnocení reakce <math>R_{kmax}</math> pomocí metody konečných prvků</i>	26
<i>Obr. 2.8</i>	<i>Schéma sil zatěžujících rameno</i>	27
<i>Obr. 2.9</i>	<i>Velikosti úhlů válce při vodorovné poloze ramene</i>	27
<i>Obr. 3.0</i>	<i>Schéma pro výpočet reakce působící na vzpěry</i>	28
<i>Obr. 3.1</i>	<i>Rozměry pro výpočet reakcí na předních kolech</i>	29
<i>Obr. 3.2</i>	<i>Umístění čepů na konstrukci</i>	31
<i>Obr. 3.3</i>	<i>Spoj pomocí čepu A</i>	32
<i>Obr. 3.4</i>	<i>Spoj pomocí čepu B</i>	33
<i>Obr. 3.5</i>	<i>Spoj pomocí čepu C</i>	34
<i>Obr. 3.6</i>	<i>Spoj pomocí čepu D</i>	35
<i>Obr. 3.7</i>	<i>Spoj pomocí čepu E</i>	36
<i>Obr. 3.8</i>	<i>Schéma sil působících v čepích F</i>	37
<i>Obr. 3.9</i>	<i>Spoj pomocí čepu F</i>	37
<i>Obr. 4.0</i>	<i>Schéma počítaného svaru</i>	38

## 9. Seznam tabulek

Tab. 1.1 Technické parametry dílenského jeřábu 2t-AIR firmy uni-max .....	10
Tab. 1.2 Technické parametry dílenského jeřábu 3t od firmy Dema .....	11
Tab. 1.3 Technické parametry dílenského jeřábu Sharks SH 2 T.....	12
Tab. 1.4 Technické parametry pojízdného dílenského jeřábu OMCN 132 1 – t.....	13
Tab. 1.5 Technické parametry dílenského jeřábu HGGKK 250.....	14
Tab. 1.6 Základní hodnoty hydraulického válce od firmy E-automotive.....	20
Tab. 1.7 Parametry háku .....	20
Tab. 1.8 Základní rozměry a vlastnosti profilu ČSN EN 10219-2 70x5 .....	22
Tab. 1.9 Základní rozměry a vlastnosti profilu ČSN EN 10219-2 90x8 .....	24
Tab. 2.0 Hodnoty dovolených napětí pro materiály 11 600 a 11 373 .....	31

## **10.Seznam příloh**

Příloha A	Výkres sestavy jeřábu
Příloha B	Výkres sestavy sloupu
Příloha C	Výkres sestavy pevného ramene
Příloha D	Výrobní výkres výsuvného ramene
Příloha E	Výrobní výkres nohy
Příloha F	Výrobní výkres vzpěry
Datový nosič CD	

Rád bych poděkoval panu Ing. Tomáš Kubín, Ph.D. za odborné vedení a konzultace při vytváření této bakalářské práce. Děkuji za mnoho cenných rad.

Zvláštní poděkování patří mé přítelkyni a rodině za podporu při psaní této práce.